

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 特 許 公 報 (B 2)

(11) 特許出願公告番号

特公平7-17142

(24) (44) 公告日 平成7年(1995)3月1日

(51) Int.Cl.⁶

B 6 0 G 21/055

識別記号

庁内整理番号

8710-3D

F I

技術表示箇所

発明の数1(全10頁)

(21) 出願番号 特願昭62-292568

(22) 出願日 昭和62年(1987)11月19日

(65) 公開番号 特開平1-136806

(43) 公開日 平成1年(1989)5月30日

(71) 出願人 999999999

日本電装株式会社

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地

(71) 出願人 999999999

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 小崎 哲司

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電
装株式会社内

(72) 発明者 島本 守

愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 日本電
装株式会社内

(72) 発明者 大沼 敏男

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動
車株式会社内

(74) 代理人 弁理士 岡部 隆

審査官 大島 祥吾

(54) 【発明の名称】 スタビライザ制御装置

1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両のスタビライザの振れ量をピストンの移動により調節する油圧シリンダと、
制御信号に応じて前記油圧シリンダへの油圧を制御する油圧制御手段と、
車両の操舵角を検出する操舵角検出手段と、
前記油圧シリンダ中のピストン位置を検出する位置検出手段と、
前記操舵角検出手段の検出信号に基づいて、車両の直進走行時を判定し、直進走行時に前記位置検出手段の検出信号に基づいて前記ピストンが安定する中立位置を演算する中立位置演算手段と、
前記操舵角検出手段の検出信号に基づいて車両の旋回走行時を判定し、旋回走行時に前記中立位置に基づいて前記スタビライザの目標振れ量を決定し、前記油圧制御手

2

段へ制御信号を出力する旋回制御手段と

を備えることを特徴とするスタビライザ制御装置。

【発明の詳細な説明】

〔産業上の利用分野〕

本発明は、車両に装着されたスタビライザを制御することにより、車両旋回時等の姿勢を安定にするスタビライザ制御装置に関する。

〔従来の技術〕

スタビライザは、左右の独立した車輪の動きを連結することによって、旋回時等に生じる車両の傾き、揺れを少なくし、操舵安定性を確保する装置として用いられている。しかし、悪路等の走行時においては、左右の車輪の独立した動きが規制されるために振動が大きくなり、乗り心地が悪くなる。

この問題を解決するために、スタビライザの振り力を制

御する装置が、例えば特開昭61-146612号公報に提案されている。このような装置は、車輪速度と操舵角のセンサ信号から旋回横加速度を予想して制御を行う構成である。

〔発明が解決しようとする問題点〕

このような構成の装置においては、スタビライザの振りを与えるための油圧シリンダのピストン基準位置のとり方が重要である。すなわち、空車時における中立位置を基準とすると、重量物の車両への積載状態や乗員の数などによっては、空車時（定常状態）の安定位置と大きく異なった位置が基準となってしまう、右への操舵時と左への操舵時で車両挙動のアンバランスを生じる問題がある。

本発明は、上記の点に鑑みてなされたもので、操舵時に車両挙動にアンバランスを生じない、適切なスタビライザの制御がなされるスタビライザ制御装置を提供することを目的とする。

〔問題点を解決するための手段〕

本発明は、上記目的を達成するため、第1図に示すように車両のスタビライザA1の振れ量をピストンPの移動により調節する油圧シリンダCと、制御信号に応じて油圧シリンダへの油圧を制御する油圧制御手段A2と、車両の操舵角を検出する操舵角検出手段S1と、油圧シリンダ中のピストン位置を検出する位置検出手段S2と、操舵角検出手段の検出信号に基づいて、車両の直進走行時を判定し、直進走行時に前記位置検出手段の検出信号に基づいて前記ピストンが安定する中立位置を演算する中立位置演算手段U1と、操舵角検出手段の検出信号に基づいて車両の旋回走行時を判定し、旋回走行時に中立位置に基づいてスタビライザの目標振れ量を決定し、前記油圧制御手段へ制御信号を出力する旋回制御手段U2とからなる技術的手段を採用する。

〔作用〕

上記技術的手段を採用することにより、車両の直進走行時に油圧シリンダのピストンの安定位置から中立位置を求めて、旋回走行時はこの中立位置に基づいて油圧シリンダへの油圧を制御する。

〔発明の効果〕

従って、本発明によれば、車両に重量物を積載した場合、乗員の人数が変化した場合においても、適確なピストン中立位置に基づいてスタビライザの振り量を制御でき、左右操舵時に車両挙動にアンバランスが生じない。

〔実施例〕

以下、本発明の一実施例を図面に基づいて説明する。第2図は本発明が適用されたスタビライザ制御装置の全体構成を示すもので、ここでは前・後輪の両方にスタビライザを装着した車両に適用した実施例を示す。

第2図中、符号20,21は前輪の操舵車輪を示し、各車輪20,21は各々ばね下部材22,23に支持され、ばね下部材22,23はショックアブソーバ24,25を介して車体に支持されている。またスタビライザ26は捩れ弾性を有する前輪側トーションバー27がラバー軸受28,29により回転可能に支持されている。

スタビライザ26の一端26aは連結距離の調整可能な油圧シリンダ30を介してばね下部材22と結合され、油圧シリンダ30のその伸縮によってスタビライザ26の一端26aとばね下部材22との間の連結長さを調整可能である。スタビライザ26の他端26bは他方のばね下部材23と固定的に結合されている。これは、例えば第3図に示す様に、スタビライザ26の一端26aは油圧シリンダ30を介してショックアブソーバ24の車輪側固定部分に連結され、他端26bはロッド31を介してショックアブソーバ25の車輪側固定部分に連結されている。なお、スタビライザ26の一端または他端と結合される各々のばね下部材22,23は、上記部分の他にロアアーム32,33等としてもよい。

ばね下部材22,23には、車両の操舵のために、ステアリングホイール40と連動する操舵機構41が連結されている。また42はステアリングホイール40の操舵角を検出する操舵角センサである。

後輪50,51も前輪と同様に、各々ばね下部材52,53に支持され、図示しない懸架装置を介して車体と結合されている。後輪側スタビライザ54は、前輪の場合と同様に、一端において油圧シリンダ55を介してばね下部材52と結合され、他端においてはばね下部材53と固定的に結合されている。後輪側スタビライザ54は、前輪側と比べて捩れ剛性が小さくなるように、トーションバー56の径が前輪側より細く設定されている。

油圧シリンダ30は第4図に示す様に、シリンダボディ30b内に油密的にかつ摺動移動可能に設けられるピストン30a等から構成されている。ピストン30aはこれと一体に構成されたロッド30c、取り付け部30dを介してショックアブソーバ24に結合され、ピストンボディ30bは取り付け部30eを介してスタビライザ26と結合されている。シリンダボディ30b内においてピストン30aで区画される上室30f、下室30gは、各々ポート30h,30iを介して流体供給装置（第2図において符号60で示す油圧回路）と連通されている。これにより、ポート30iを介して下室30gに油圧が供給されると、上室30fの圧油がポート30hを介して排出されて油圧シリンダ30の取り付け部30dと30eの間が伸長し、逆に、ポート30hを介して上室30fに圧油が供給されると、油圧シリンダ30が縮む。また、後輪側の油圧シリンダ55は、前輪側の油圧シリンダ30と同様の構成となっている。

第2図において油圧回路60は、油圧ポンプ62,4ポート3位置電磁切換制御弁65,流量制御弁72、絞り73,74等から構成される。

次に油圧回路60を第5図に基づいて説明する。

エンジンEGの出力軸により駆動される油圧ポンプ62は、リザーバ63から油を汲み上げ、管路64、切換弁（4ポート3位置電磁切換制御弁）65、および管路66~69を介して前輪側油圧シリンダ30と後輪側油圧シリンダ55に圧油を供給するとともに、管路64,70を介して、操舵機構41に補助力を作用させるパワーステアリング装置71にも圧油を供給している。

尚、油圧シリンダ30,55の上室30f、室室30q等は流量制御弁72を介して相互に連通するとともに、リザーバ63にも連通している。尚、切換弁65から後輪側油圧シリンダ55への管路67,69には、絞り73,74が設けられている。切換弁65および流量制御弁72は、制御装置80により送られる制御信号により作動する。切換弁65は、第1位置（a:ニュートラルモード）、第2位置（b:伸長モード）、および第3位置（c:縮小モード）に切換えられ、一方、流量制御弁72では第1位置（a:連通モード）および第2位置（b:遮断モード）を両端として、制御信号によってその中間の任意の状態に設定することができる。この流量制御弁72は、弁の開口面積を全開状態から全閉状態まで変化させ、流量を連続的に変化させることができるものである。

ECU80はマイクロコンピュータ等から構成される電子制御装置で、各種センサからの信号を入力する入力部81、これらの入力信号に基づいて演算制御を行う中央演算処理部（CPU）82、演算用プログラム等を記憶する読みだし記憶部（ROM）83、演算結果や制御状態などを一時的に記憶する記憶部（RAM）84、および演算結果に基づいて上記弁65,72に制御信号を出力する出力部85から構成されている。

このECU80の入力部81には、駆動輪速度を検出する車速センサ90、ステアリングホイールの操舵角及び操舵方向を検出するための信号を出力するステアリングセンサ42、および後輪側油圧シリンダユニット30,55の伸縮ストロークを検出するストロークセンサ93,94からのいずれかのセンサ信号が入力される。尚、車速センサ90は、トランスミッションのアウトプットシャフトに取り付けられて、左右駆動輪の平均速度を検出する。

次に、このような構成に基づく作動について、機械的な動きと、その制御方法を述べる。

最初に実際の走行状態におけるスタビライザ制御装置の機械的作動について説明する。

<直進走行>

まず、低速の直進走行について説明する。低速直進走行では、第5図の切換弁65はニュートラルモード（a）に、流量制御弁72は連通モード（a）に設定される。これにより、油圧ポンプ62からの圧油は、管路64,70を介してパワーステアリング装置71だけに供給されることになり、前、後輪側油圧シリンダ30,55へは供給されない。一方、流量制御弁72は、連通モードに設定されているから、前、後輪側連通部材30,55の上室30f、下室30q

等は管路66~69,75,76を介して相互に連通する。したがってこのモードにおいて油圧シリンダ30,55内のピストンは、シリンダ内を摺動自在に動くことができ、つまりスタビライザ26,54から伝わった振り作用力がそのまま油圧シリンダ30,55のピストンの動きとなり、スタビライザの振り剛性をほとんど発生しない状態になる。

<旋回走行>

つぎに、旋回時について説明すると、操舵角および車速が小さいときには、切換弁65をニュートラルモード

（a）に保持するとともに、流量制御弁72を車速、操舵角の増大にともなって全開状態（a）から全閉状態（b）へ制御して、スタビライザ26,54に振り剛性を発生させて、旋回時における走行状態を安定させる。

一方、右または左旋回時において、操舵角または車速が大ききときには、切換弁65を、伸長モード（b）または縮小モード（c）に切換える。さらに流量制御弁72は、車速、操舵角の大きさに応じて予め定められた中間の閉状態に制御される。すなわち、伸長モード（b）では、油圧ポンプ62の圧油は、管路64→切換弁65→管路69,6

8、絞り74を介して油圧シリンダ30,55の下室30q等へ供給されるとともに、一部は管路75→流量制御弁72を介してリザーバタンク63へ戻される。そして、油圧シリンダ30,55とリザーバタンク63への供給割合は、流量制御弁72の制御状態（開口面積）により決定される。また、油圧シリンダ上室30fの圧油は、管路66、管路67、絞り73→切換弁65→パワーステアリング装置70,71を介してリザーバ63へ吐出されるとともに、圧油の一部は、管路76→流量制御弁72を介してリザーバ63へ吐出される。このとき、ストロークセンサ93,94の検出値が、目標ストローク値と一致するように流量制御弁72の状態を、ECU80が制御し、スタビライザの反力とポンプから供給される圧油により発生する圧力とがつりあった状態で、ピストンは目標ストローク位置に固定される。

この伸長により車両左旋回時に、車両にスタビライザ26への振り剛性を積極的に発生させることになり、車体のロール角は減少する。

一方、右旋回時には切換弁65の縮小モード（c）に切り換えられ、油圧ポンプ62の圧油が、管路64→切換弁65→管路66,67、絞り73を介して油圧シリンダ30,55の上室30fに供給されるとともに、管路76→流量制御弁72を介してリザーバ63へその一部が戻される。また下室30q側の圧油は、管路68,69、絞り74→切換弁65→管路70→パワーステアリング装置71を介してリザーバ63に吐出されるとともに、一部は流量制御弁72を経由してリザーバ63に吐出される。そして、伸長モードの場合と同様の力のつりあい関係によって、目標ストローク位置でピストンが固定される。これにより、右旋回時には油圧シリンダ30,55を縮み状態に設定して、前述と逆方向に振り剛性を積極的に発生させて、ロール角を低減させる。尚、油圧シリンダ30,55は車両の左側に装着されている場合を

考えたが、油圧シリンダを車両の右側に装着した場合には、左右の旋回に対するシリンダの伸縮が逆の関係になるだけで、同様の電磁弁駆動によって同じロール角低減効果がある。

以上が本スタビライザ制御装置の機械的作動であるが、本装置は旋回に伴って中立位置からピストン30aをストロークさせるため、ピストンストロークの中立位置を決定する必要がある。

ピストン30aのストロークは、リンク等を介してピストン30aの動きを直線運動または回転運動に変換しその動きを検出するか、あるいは油圧シリンダにセンサを組み込んで、直接ピストン30aの動きを検出することなどによる。そしてそのセンサとしては、ピストンの動きに伴ってその方向（伸び側か縮み側か）を識別できる信号とピストン30aの移動量に応じたパルスを出力するものや、ストローク位置に対応する電圧信号を発生するもの（例えばポテンショメータ）、ストローク位置に対応するコードを出力するもの等を用いることができる。どのような形式のセンサを用いても、ストローク制御を行うときのデータとしては、例えばピストンが最も縮んだ位置を基準とした位置に変換して用いることが行われる。この手続きは、電圧信号出力のセンサでは、A/D変換後LSBの換算によってマイクロコンピュータへのデータとし、パルス出力のセンサでは、パルス数と方向信号から絶対値への変換、コード出力では、コードとピストン位置の関係から絶対値への変換といった処理で実現できる。そこで、ストロークセンサの出力を読んで、ストローク位置のデータに換算する一連の処理を、単にストローク読み込みということにし、その内容は前述のようにセンサの仕様に応じた処理を施してストローク位置を求める手続きを意味する。

さて、次にストローク制御における中立位置学習と、その中立位置を求める手順について、マイクロコンピュータの実行順序を示す第6図のフローチャートに従って説明する。

まずステップ100で車速 V 、操舵角 θ を読み込む。そしてこの値に基づいて、予め定めた関係式

$G = f(\theta, V)$ によって、ステップ110で旋回横加速度 G を求める。さらにその結果に基づいて、ステップ120で直進中か否か（関係式中に定めた取り決めから、操舵不感帯領域中にある場合等を含めて、横加速度 $G = 0$ と計算されたか否か）の判定を行う。この判定で直進中でない、すなわち旋回中と判定された場合には、ステップ130に進んで、横加速度 G から設定した関係を用いて制御ストローク量を計算する。この制御ストローク量は、中立位置から動かすべきストローク量 S （中立位置との差）を求める。さらにステップ140に進んで、目標ストローク S_r を求める。すなわち、現在得られている中立位置を S_0 として、第3図のように、車両の後方から見て左側にシリンダが装着されている場合には、右操舵時には

$S_r = S_0 - S$ 、左操舵時には $S_r = S_0 + S$ の計算を行う。また、ステップ150でアクチュエータストローク S_a を読み込む（ S_a の読み込みは、ステップ120より前に行ってもよい。この場合には、後述するステップ220（第7図）の処理も省略できる。）さらに、ステップ160に進んで S_r と S_a との差から、 S_r と S_a を一致させるのに必要な流量制御弁72の開度計算を行う。この値に基づいて、ステップ300以下で電磁弁操作によるストローク制御を行う。一方、ステップ120で直進中と判定された場合には、ステップ170へ進む。ここでは、車速が大きくなるにつれて制御弁72の開度を小さくしていく（フリーからホールドへ徐々に変化する）高速直進性を安定させるための、開度計算を行う。なお車種等によってこの制御が不要の場合には、このステップは省略してもよい。次に、ステップ180に進んで制御弁72が全開に制御されているか否かの判定を行う。ここで制御弁72が全開とは、油圧シリンダ30,55の上下の油圧室が連通状態であり、また直進走行中であることから、方向切換弁65はニュートラルモード（a）になっている。すなわち、スタビライザ26,54は車両に固定されていない状態（フリー状態）である。この場合、路面の傾斜や乗員位置等による偏荷重などから、左右車輪のサスペンション位置がずれた場合でも、スタビライザにはそのずれたことによる外力が加わらないため、直進走行時にスタビライザが安定して存在できる位置に落ち着き、そのときの油圧シリンダ中のピストン位置が、その場所を表している。この位置を常に制御の基準とすることによって、偏荷重等があるときの中立付近の小操舵領域における制御の左右差等のアンバランスによる違和感をなくすることができる。さて、ステップ180で制御弁全開と判定されなかった場合には、ステップ300に進んで、制御弁72などの直進走行時の制御を行う。一方、ステップ180で制御弁72が全開と判定された場合には、ピストンストロークの中立位置（制御の基準位置）を求め、処理はステップ300以下の電磁弁制御に進む。なおここで得られた中立位置は、次の制御において、ステップ140における目標ストローク計算に用いられる。

さて次に、第7図に示すストローク中立位置学習の処理手順について説明する。まず第6図全体の処理は、数....~数十....の周期で繰り返し実行されている。一方、ストローク値の中立付近での変動は100....~数....の程度の周期であるから、全処理が実行される毎に中立位置演算を行わせると、路面突起などによる細かい変動も中立計算に影響を与えてしまう。そこで、中立学習の計算は、それより周期の長い $T1$...毎に行い乗員荷重の変化や路面傾斜の変化等のようなゆっくりした変化にのみ追従するようにして行う。まずステップ210で $T1$...毎に処理を行うための判定を行う。すなわち、直進走行中であってかつ制御弁72が全開に制御され、ピストンフリーの状態、 $T1$...（ $0 < T1$ ）毎に中立位置計算

の処理を行う。ステップ220で現在のアクチュエータストローク $S_A(n)$ を読み込む。そして、現在から m 回前*

*までのデータの算術平均を中立位置 $S_0(n)$ とする。すなわち、

$$S_0(n) = \frac{S_A(n) + S_A(n-1) + \dots + S_A(n-m)}{m+1}$$

である(ステップ230)。さて、中立位置の変化は非常にゆっくりしたものであるから、 $S_0(n)$ と $S_0(n-1)$ が大きく違っていることは少ないので、 $S_0(n)$ を直ちに中立位置(ストローク制御の基準位置)としても良いが、急激な状況変化があった場合などで $S_0(n)$ と $S_0(n-1)$ が大きく違ってしまった場合に、直ちに $S_0(n-1)$ を $S_0(n)$ に置き換えて中立位置としてストローク制御の基準とすると、ロール方向に不連続な動きが現れ違和感が生じる。そこでステップ240において、 $S_0(n)$ と $S_0(n-1)$ との差 D を求め、さらにステップ250でこの D の絶対値 $|D|$ が判定しきい値 K よりも大きいか否かの判定を行う。この判定で $|D| \leq K$ としなれば $S_0(n)$ を直ちに新しい中立位置として設定し、中立位置の学習計算を終了する。一方 $|D| > K$ となった場合には、ステップ260に進んで

$$S_0(n) = S_0(n-1) + D/N$$

(N :既知)

の計算によって中立位置の補正計算を実行することで中立位置 $S_0(n)$ を求める。なお、このステップ240以下の処理は、本来大きく変化しないはずの $S_0(n)$ と $S_0(n-1)$ が、例えば路面の大きなくぼみに一輪車のみが落ち込んで走行した場合、悪路面走行をした場合などでは、大きく変化することが考えられるが、その場合※

※にストローク制御の基準位置が大きく変動して、制御が不安定になる現象を防ぐためのものである。

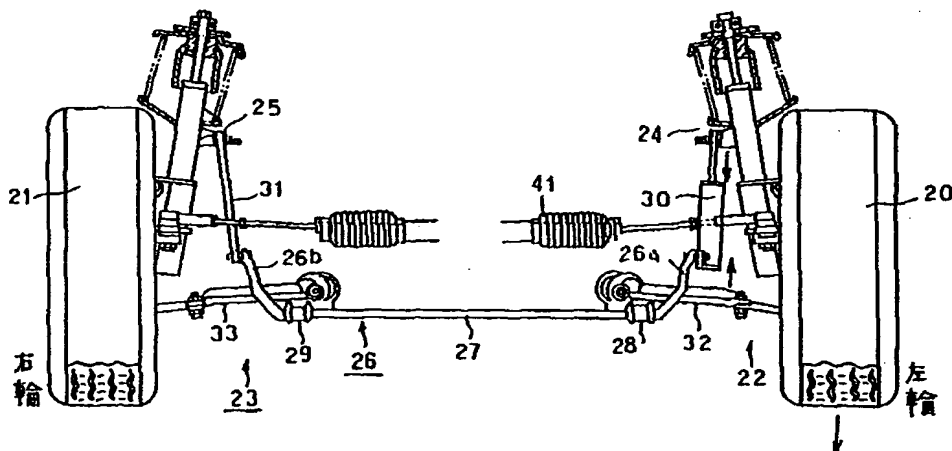
なお、上記実施例では前・後輪両方のスタビライザを制御したが、前輪側スタビライザにのみ、油圧シリンダを装着し制御する構成に適用しても良い。

また、バネ下部材とスタビライザの間に油圧シリンダを装着して、直接スタビライザに振りを加える構成としたが、油圧シリンダの伸縮によってスタビライザに振りを加えることができる構成であれば、どのようなものでも適用できる。例えば第8図に示すように油圧シリンダ30を車体400に取り付け、スタビライザ26をリンク機構401を介して振るようにしてもよい。

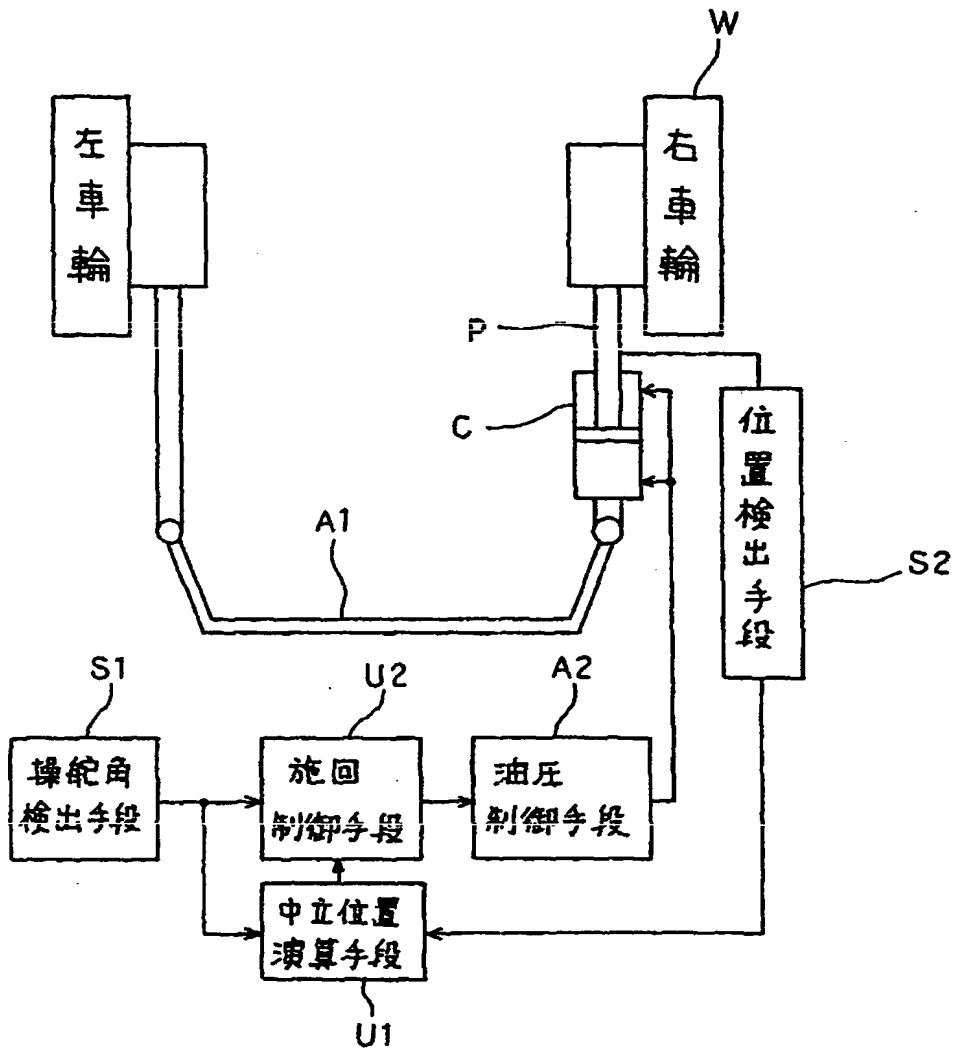
【図面の簡単な説明】

第1図は本発明の構成を示す構成図、第2図は本発明の一実施例を車両の上方から見た全体構成図、第3図は第1図における前輪側懸架装置を車両の前方から見た構成図、第4図はシリンダユニットの断面図、第5図は第1図における油圧、電気系の接続を示す回路図、第6図は及び第7図はECUの制御プログラムを示すフローチャート、第8図は本発明の他の実施例を示す模式図である。
26…スタビライザ、30…油圧シリンダ、42…ステアリングセンサ、80…ECU、93…ストロークセンサ。

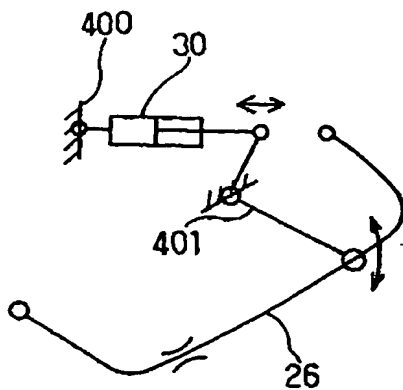
【第3図】



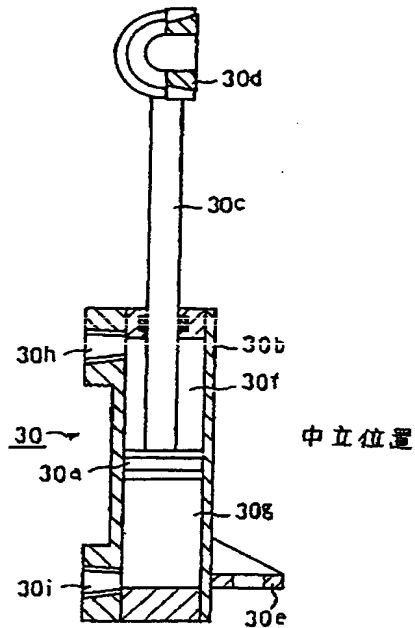
【第1図】



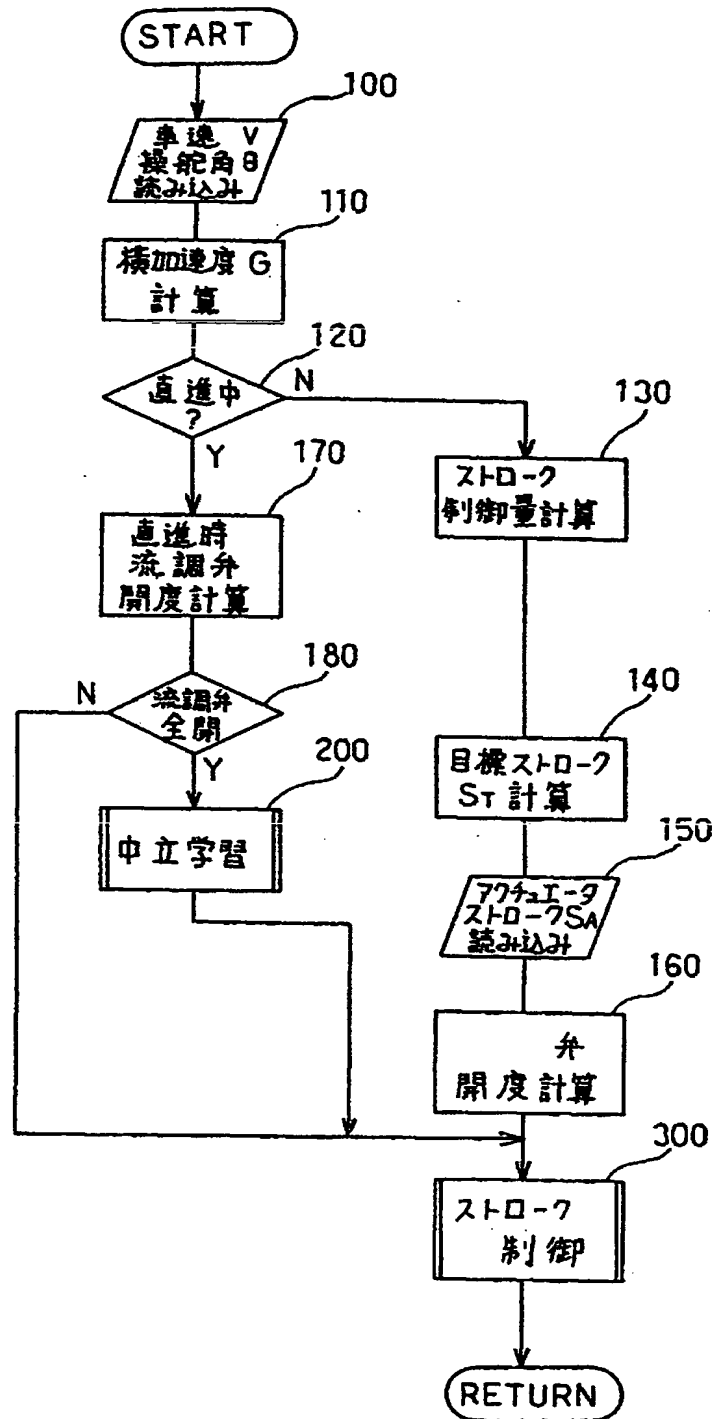
【第8図】



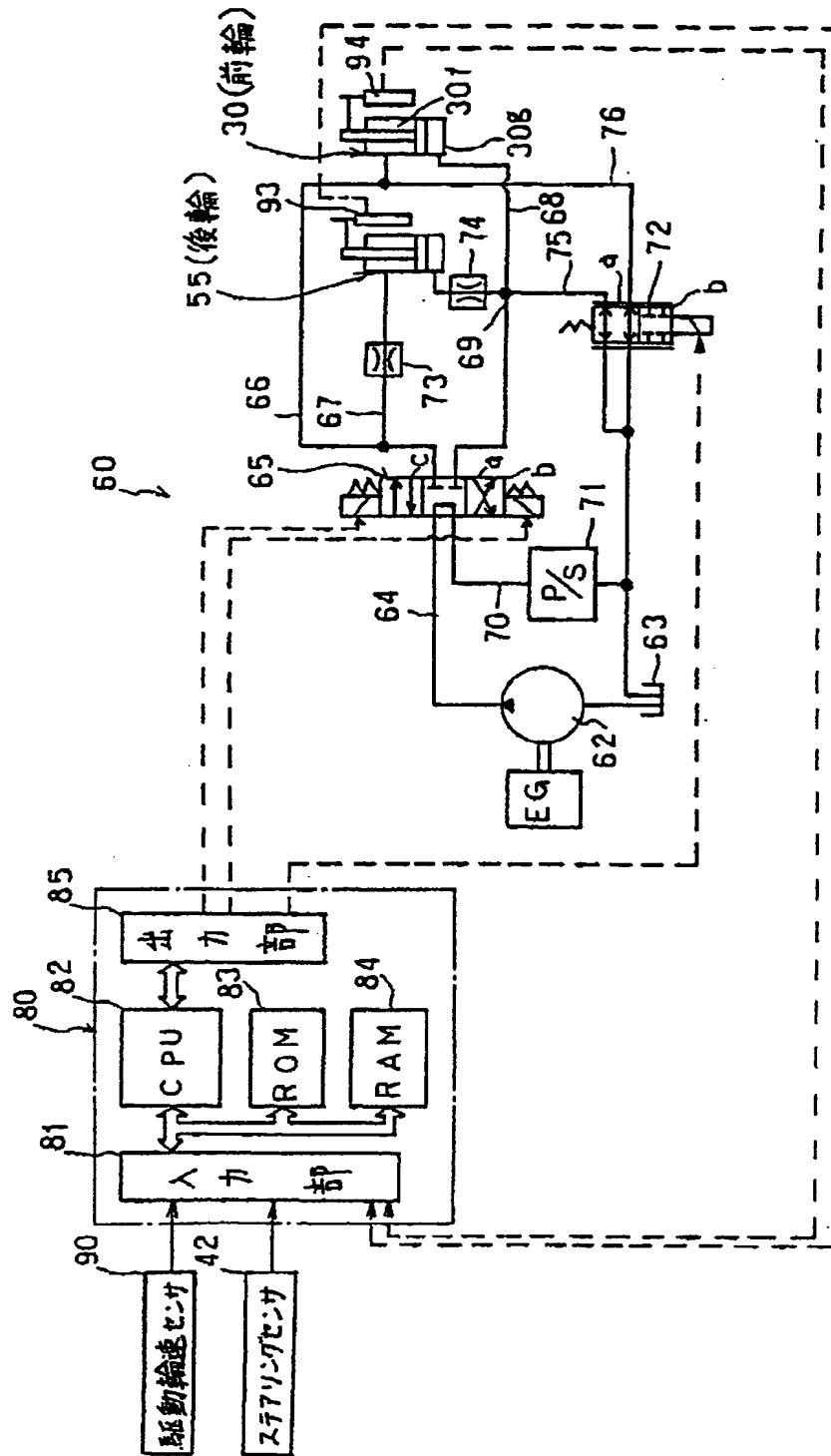
【第4図】



【第6図】



【第5図】



【第7図】

